Opłata pocztowa ryczałtowana. Nakład 10.000 egz.

Nr 4. Warszawa, dnia 7 Kwietnia 1925 r. Rok III.

# TECHNIKA CIEPLNA

## Organ Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.

REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Księgarnia Techniczna, Warszawa, Fredry 2, m. 1. Telefon 147.

PRENUMERATA KWARTALNA: Zł. 3, Pojedynczy zeszyt Zł. 1. CENY OGŁOSZEŃ 1/1 str. Zł. 160, 3/4 str. Zł. 135, 1/2 str. Zł. 100 1/4 str. Zł. 55, 1/8 str. Zł. 30. WKŁADKI: Zł. 15 od 1000 egzemplarzy DOPŁATY 50% na pierwszej i na ostatniej stronie okładki

№ 4. Warszawa, 7 kwietnia 1925 r. Rok III.

# TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

*Redaktor:* Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
*Wydawca:* **Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Księgarnia Techniczna, Warszawa, Fredry 2, m. 1. Tel. 147
PRENUMERATA KWARTALNA: Zł. 3. Pojedyńczy zeszyt Zł. 1. CENY OGŁOSZEŃ: 1/1 str. Zł. 160, 3/4 str. Zł. 135, 1/2 str. Zł. 100, 1/4 str. Zł. 55, 1/8 str. Zł. 30. WKŁADKI: Zł. 15 od 1000 egzemplarzy. DOPŁATY: 50% na pierwszej i ostatniej stronie okładki.



## W SPRAWIE KOTŁÓW WYSOKOPRĘŻNYCH.

Wobec dążenia zagranicą do budowy kotłów wysokoprężnych o znacznie wyższych ciśnieniach i temperaturach pary, Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie i w Poznaniu w końcu roku ubiegłego i na początku bieżącego wydelegowały kilku swych inżynierów do szeregu największych wytwórni kotłów środkowej i zachodniej Europy, którzy stwierdzili, że sprawa norm dla kotłów wysokoprężnych i na zachodzie jest jeszcze w stadjum opracowywania, że wytwórcy czynią dopiero eksperymenty (najczęściej naturalnie na koszt odbiorców). Niema jeszcze skrystalizowanych i zgodnych poglądów co do zasadniczych norm, regulujących używanie i wykonanie tych lub innych części kotła, np. norm regulujących granice, kiedy dopuszczalne jest spawanie i kiedy nitowanie jest już niedopuszczalne, a należy stosować tylko walczaki bez szwów.

W naszym przemyśle widzimy również chęć stosowania kotłów wysokoprężnych o ciśnieniu ponad 25 do 35 atmosfer, które przy odpowiednich warunkach mogą pod względem zużycia paliwa dać niewątpliwe korzyści. Wobec tego, że techniczne warunki, jakim powinny odpowiadać materjały używane w kotłach pracujących przy tych prężnościach i sposoby wykonania poszczególnych części takich kotłów nie wyszły jeszcze z okresu prób i nie są objęte żadnem prawem, wymienione Stowarzyszenia Dozoru Kotłów zwracają uwagę swych członków na konieczność stawiania przy zamawianiu takich kotłów, dodatkowych specjalnych warunków technicznych.

Ponieważ celowość zastosowania pary wysokoprężnej jest ściśle związana z całym szeregiem warunków fabrykacji i w warunkach nieodpowiednich może nie dać pożądanych wyników, przeto każdy poszczególny wypadek należy poddać bardzo szczegółowemu rozważaniu. W sprawach tego rodzaju Stowarzyszenia Dozoru Kotłów służą swym członkom wszelkiemi danemi.

Powyższe uwagi nie mają bynajmniej na celu odradzania wprowadzenia kotłów o wysokich ciśnieniach, tylko mają przestrzedz przed przykremi niespodziankami, jakie mogą mieć miejsce przy otrzymaniu już gotowego kotła. Celem uniknięcia trudności przy odbiorze tych kotłów, należy przed wydaniem zamówienia zasięgnąć informacji w Stowarzyszeniach Dozoru Kotłów i przy zamówieniu przyjąć pod uwagę warunki prawne i techniczne, jakie mogą obowiązywać.

*Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.* *Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Poznaniu.*

Stanisław CHRZANOWSKI Inż. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

# BŁĘDY PRZY POMIARACH TEMPERATUR.

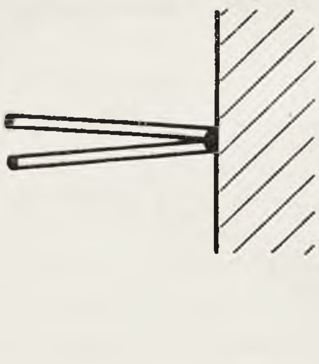
Prawie każde badanie przemysłowe wymaga dokonania szeregu pomiarów temperatur. Dokładność pomiaru lub dopuszczalne odchylenia i błędy zależą od rodzaju pomiaru. By zadość uczynić potrzebie, firmy dostarczające termometrów przeprowadzają badania, a z niemi ulepszenia w budowie aparatów. Pomimo, że napotkano tu na szereg trudności, zdołano je pokonać tak, że do każdego celu możemy mieć zupełnie odpowiednie urządzenie pomiarowe. Artykuł niniejszy ma na celu zwrócenie uwagi na zasadnicze błędy, wynikające z niedość starannego zakładania termometrów. Podane przykłady nie wyczerpują oczywiście wszelkich możliwych przypadków wadliwego zastosowania dobrych przyrządów.

Błędy przy pomiarach temperatur można ująć w następujące grupy:

1. umieszczenie termometru, mającego mierzyć badaną temperaturę, jest przyczyną zmiany temperatury mierzonej.
2. termometr mierzy temperaturę zupełnie innego ośrodka.
3. wobec przewodnictwa i promieniowania ciepła termometr nie może przybrać żądanej temperatury.

## 1. Termometr zmienia badaną temperaturę.

Przykłady niedokładnych pomiarów temperatury skutkiem niewłaściwego umieszczenia termometru napotyka się szczególnie przy pomiarze temperatur powierzchni.[1]) Znajomość temperatur powierzchni jest potrzebna dla określenia ilości ciepła przechodzącego przez pewien materjał (badanie izolacji), lub dla wnioskowania z nich o temperaturze panującej wewnątrz naczynia, rury i t. p. Chcąc osiągnąć dobre wyniki należy starać się o dokładne zetknięcie czułej części termometru z badaną powierzchnią. Do tego celu

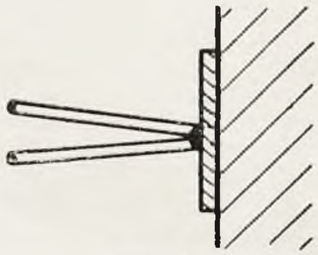


Rys. 1

mniej nadają się termometry wypełnione cieczami a więc np. rtęciowe. Pożyteczniejsze są termometry elektryczne, a szczególniej termoelementy.

Należy jednak zwracać uwagę na umieszczenie czułej części termometrów na badanej powierzchni i na układ przewodników elektrycznych. Umieszczając bowiem termometr wedle rys. 1, otrzymamy błędne wyniki. Powodem tego jest, że zetknięcie termoelementu z powierzchnią w jednym punkcie wywołuje przejmowanie przezeń badanej temperatury, gdy przewody natomiast posiadają temperaturę otoczenia, a więc niższą. Ten spadek temperatur umożliwia odprowadzanie ciepła z powierzchni badanej do dalszych części przewodów, co powoduje obniżenie temperatury w punkcie zetknięcia termoelementu z powierzchnią.

Mniejszy błąd popełnia się, jeśli koniec termoelementu nie dotyka ściany wprost lecz za pośred-



Rys. 2.

nictwem cienkiej płytki metalowej, wedle rys. 2. Wówczas odprowadzanie ciepła następuje z większej powierzchni, błąd więc jest odpowiednio mniejszy.

Chcąc mieć wyniki bez błędu należy termometr umieścić w sposób wskazany na rys. 3. Odprowadzaniu ciepła z punktu pomiaru zapobiega się przytem przez prowadzenie przewodów możliwie jak najdłużej tuż przy ścianie badanej.

Wyniki szeregu badań w tym kierunku poczynionych potwierdzają powyższe zastrzeżenia. Przy pomiarach temperatur powierzchni różnych materjałów okazało się, że umieszczenie termometru wedle rys. 3. dało najlepsze wyniki.

| Ustawienie termometru wedle rys: | 1. | 2. | 3. |
|---|---|---|---|
| Płyta korkowa: | 23,0° | 32,4° | 35,4° |
| „ drewniana: | 25,6° | 34,3° | 35,4° |
| „ miedziana: | 31,9° | 34,5° | 35,4° |

Innym przykładem błędnego pomiaru temperatury z powodu zmiany jej przez aparat mierzący jest pomiar rozkładu temperatur wewnątrz ciał stałych.[2]) Tu również nie nadają się termometry rtęciowe. Wymagają one wiercenia dużych otworów, które powodują zmiany w rozkładzie temperatur. Umieszczenie termometrów elektrycznych jest łatwiejsze, bo potrzebne otwory są małe. Jednak przeprowadzenie przewodów w kierunku spadku temperatur powoduje odprowadzanie niemi ciepła z miejsca pomiaru. Chcąc temu zapobiedz należy przewody na znacznej długości prowadzić po powierzchni równej temperatury.

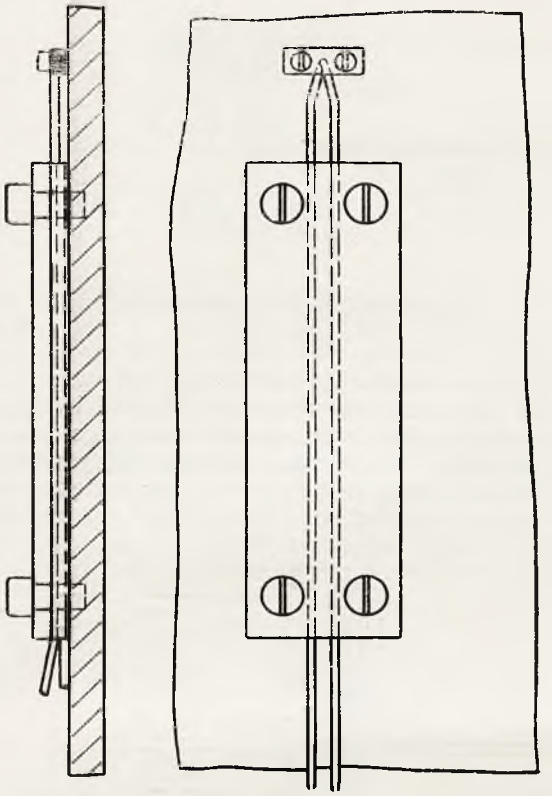
## 2. Termometr mierzy temperaturę innego ośrodka.

Błędy objęte tą grupą wynikają również z powodu wadliwego ustawienia termometru. Dosadnym, często spotykanym przykładem, jest niewłaściwe umieszcze-

[1]) Knoblauch. Merkblatt für Temperaturmessungen. Archiv f. Wärmewirtschaft, zeszyt 1 z 1923 r.

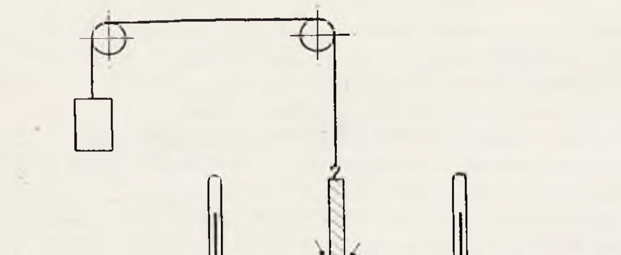
[2]) W. Nosselt: Forschungsarbeiten aus d. Gebiete d. Ingenieurwesens zesz. 63 i 64 z 1909 r.
W. Rinsum: tamże zeszyt 228 z 1920 r.

nie termometru przy pomiarze temperatury spalin w kanale kominowym. Zdarza się bowiem bardzo często, że pomiaru dokonywa się przez umieszczenie termometru w pobliżu zasuwy kominowej, (rys. 4). Zasuwa posiada często nieszczelności bądź z powodu zużycia (rdza, działanie wysokiej temperatury), bądź też



Rys. 3.

z powodu wadliwej i niedokładnej konstrukcji i pozwala na znaczny dopływ zewnętrznego, zimnego powietrza. Chłodzi ono spaliny w pobliżu punktu pomiaru temperatury. Wywołany w ten sposób błąd powiększa błąd, powstały skutkiem martwej prze-

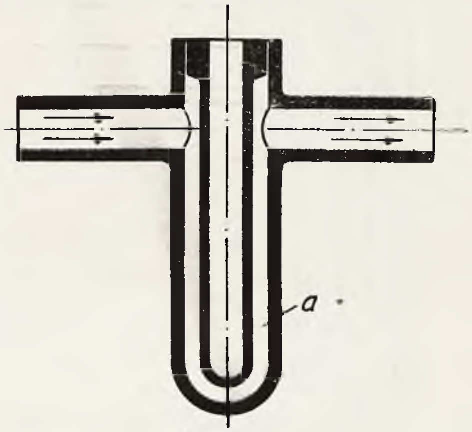


Rys. 4.

strzeni przed zasuwą opuszczoną. Zawarte w niej spaliny nie biorą udziału w ruchu przepływających gazów i przybierają temperaturę pośrednią między temperaturą ścian a rzeczywistą temperaturą spalin.

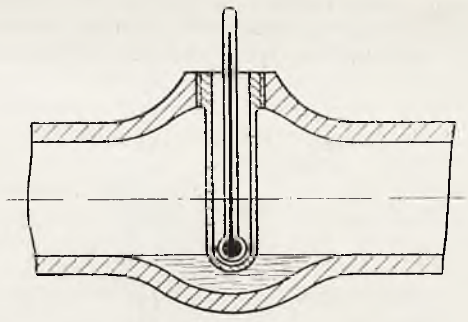
Do umieszczenia termometru należy wybrać miejsce oddalone od zasuwy kominowej i ochronione od wpływów nieszczelności przez usunięcie ich przynajmniej w pobliżu miejsca pomiaru.

Podobnego przykładu dostarcza nam wadliwe urządzenie do pomiaru temperatury pary lub cieczy przepływającej rurociągiem. Umieszczenie wstawki na termometr wedle rys. 5, napotykane nieraz w praktyce, pomyślane było najprawdopodobniej w celu otoczenia




Rys. 5.

termometru na możliwie wielkiej długości przez medjum przepływające. Zasada to zupełnie dobra, lecz w tym wypadku zapomniano o tem, że para musi, skroplić się w części *a*, ciecz zaś, która z przepływającej strugi tam się dostanie, nie będzie miała możności wydostania się. W każdym razie skutek będzie



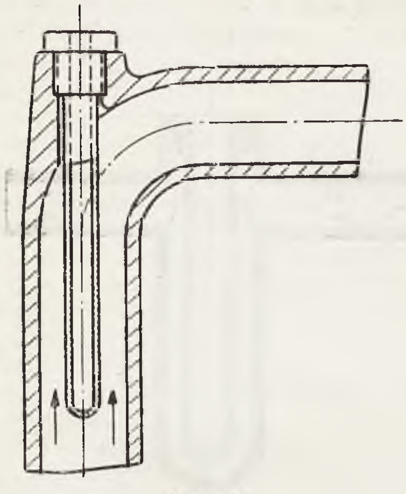
Rys. 6.

taki, że czuła część termometru tkwić będzie w ośrodku, posiadającym temperaturę o wiele niższą od badanej.

Błędnem rozwiązaniem jest również urządzenie przedstawione na rys. 6 gdzie, aby uniknąć zmiejszenia przekroju przez wstawkę, włączono do rurociągu część kulistą. Tu również może u dołu gromadzić się para skroplona. Zanurzona w niej zbyt długa wstawka termometru oddaje ciepło odbierane od pary przepływającej, które powinno być zużyte tylko na wydłużenie słupka rtęci lub powiększenie siły elektromotorycznej.

Dla uniknięcia tych błędów należy wstawki na termometry zakładać wprost do rurociągu, umieszczając je osiowo tak, by czuła część termometru skierowana była przeciw prądowi nadpływającego gazu lub cieczy (rys. 6a i 6b). Wówczas termometr jest na znacznej przestrzeni otoczony ośrodkiem, którego temperaturę się bada. Umieszczenie wstawki w kierunku promienia dopuszczalne jest wtedy tylko, gdy badamy temperaturę medjum płynącego rurą o znacznej średnicy. Zwrócić tu należy uwagę na

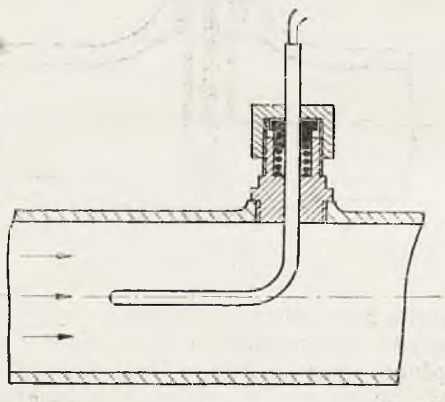
temperaturę wrzenia cieczy, wypełniającej wstawkę, w której mieści się termometr rtęciowy. Zrozumiałe jest, że nie może ona być niższa od temperatury, którą chcemy badać.



Rys. 6a.

## 3. Wpływ promieniowania i przewodnictwa ciepła na dokładność pomiaru.

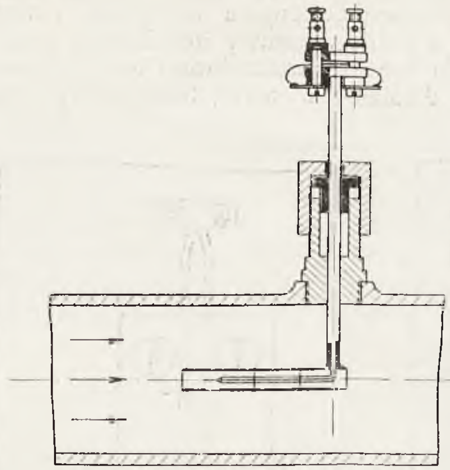
Mając termometr lub wstawkę ustawioną w sposób podany wyżej można mimo wszystko otrzymać błędne wyniki. Albowiem ciepło oddawane przez przepływającą ciecz lub gaz będzie częściowo promieniować ku zimniejszym ścianom rurociągu, częściowo zaś będzie przez masę termometru (wstawki) przechodzić do ścian rury i do nakrętki, a stąd przez promieniowanie do otoczenia. Zapobiedz temu należy przez a) usunięcie warunków sprzyjających promieniowaniu,



Rys. 6b.

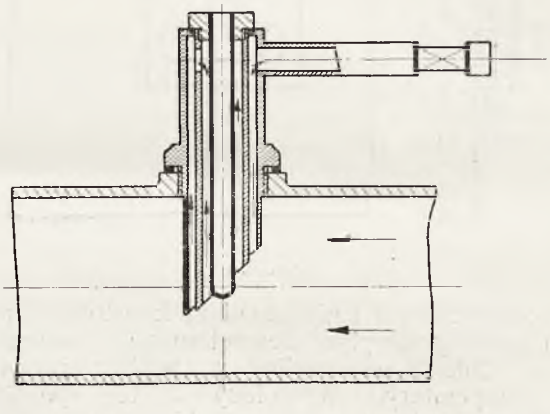
b) zmiejszenie przewodnictwa ciepła z masy termometru (wstawki) na ścianki rurociągu i części wystające na zewnątrz.

Promieniowania unikniemy, jeżeli ścianki rurociągu będą posiadały temperaturę medjum przepływającego. W tym celu izolujemy rurociąg przynajmniej w pobliżu miejsca pomiaru. Przy specjalnie dokładnych pomiarach można nawet ścianę rury podgrzewać tak, by nie było różnicy temperatur umożliwiającej promieniowanie. Drugim środkiem do zmiejszenia błędu z powodu promieniowania jest zastosowanie osłony, otaczającej termometr. Przybiera ona bowiem średnią temperaturę między temperaturą ściany i termometru, co zmniejsza ilość ciepła wypromieniowanego przez termometr. Rys. 7 przedstawia urządzenie osłony termoelementu, zapobiegającej promieniowaniu.



Rys. 7.

Dalszym środkiem, zapewniającym większą dokładność pomiaru jest zwiększenie zdolności oddawania ciepła termometrowi przez przepływający gaz lub ciecz. Doświadczalnie stwierdzono, że decydujący wpływ ma tu szybkość przepływającego medjum: zwiększenie jej powoduje lepszą wymianę ciepła.[3]) Rys. 8 przedstawia



Rys. 8.

urządzenie, służące do sztucznego zwiększenia szybkości przepływającego gazu[4]). W tym celu jest on ssany przy pomocy aspiratora. Urządzenie to zapewnia korzystne warunki pomiaru.

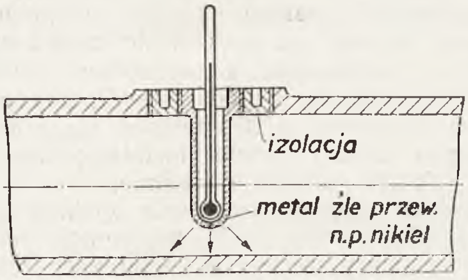
Dla zilustrowania wpływu wymienionych czynników na dokładność pomiaru temperatury służą podane niżej przykłady. Wyniki otrzymano przy pomiarze temperatury powietrza przepływającego w rurze żelaznej o średnicy 50 mm, przyczem badana temperatura wynosiła faktycznie 200°C.

| Rurociąg | Prędkość w m/sek. | Błąd pomiaru w °C. | |
|---|---|---|---|
| | | bez osłony | z osłoną |
| bez izolacji | 5 | 25 | 8,4 |
| | 10 | 13,4 | 0,8 |
| | 30 | 3,6 | 0,09 |
| izolowany | 5 | 8,0 | 0,85 |
| | 10 | 3,5 | 0,19 |
| | 30 | 0,82 | 0,022 |

[3]) Knoblauch-Hencky: Anleitung zu genauen Temperaturmessungen. 1919 r.

[4]) G. Keinath: Elektrische Temperaturmessungen, 1923.

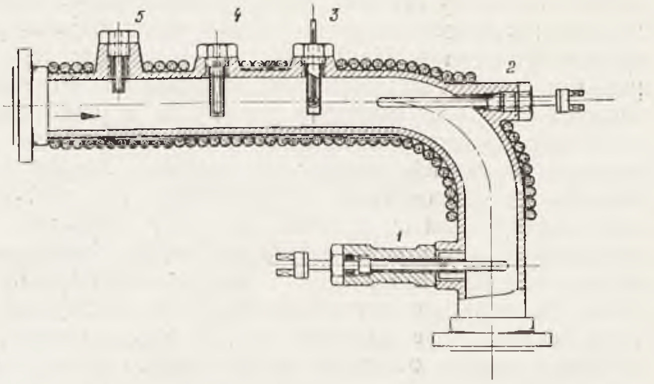
By zapobiedz przechodzeniu ciepła przez masę termometru (wstawki) ku ściankom rurociągu i ku częściom wystającym, należy użyć urządzenia wedle rys. 9. Termometr nie jest tu wprost umocowany na ściance rury, lecz łączy się z nią za pośrednictwem




Rys. 9.

pierścienia z materjału izolującego. Sama wstawka wykonana jest z materjału źle przewodzącego ciepło, o cienkich ściankach, bez części wystających na zewnątrz.

Na zakończenie warto zwrócić uwagę na wyniki otrzymane przy pomiarze temperatury pary przy pomocy kilku termometrów rozmaicie umocowanych wedle rys. 10. Termometr 1 umieszczony jest na części nieizolowanej; termometr 2 pozwalał na dokładne pomiary, umieszczono go bowiem w myśl wymagań dobrego pomiaru; termometr 3 daje dokładniejsze wyniki od termometru 4 z powodu mniejszej grubości ścian wstawki. Termometry 1 i 2 były termometrami oporowemi, inne rtęciowemi.




Rys. 10.

| Termometr: | 2. | 3. | 4. | 5. | 1. |
|---|---|---|---|---|---|
| Temperatura w °C: | 386 | 385 | 384 | 371 | 341 |
| Błąd w °C: | 0 | 1 | 2 | 15 | 45 |

Powyższe zestawienie kilku przykładów nie miało na celu wyczerpującego omówienia błędów możliwych przy pomiarach temperatur, lecz tylko, jak już zaznaczono, zwrócenie uwagi na błędy zasadnicze, często napotykane, a których usunięcie nie przedstawia żadnych trudności.

---

Witold ROSENTAL, inż.

# REKUPERACJA PALIWA.

por. *Technika Cieplna*, 1925 str. 20—24.

Osobną część zagadnienia stanowi zużytkowanie produktów separacji — paliwa i żużla. Najczęściej w praktyce stosowanym, a jednocześnie najprostszym sposobem jest użytkowanie paliwa odzyskanego jako domieszki do paliwa świeżego. Aczkolwiek sposób ten daje bardzo zadawalające wyniki, jednak stosować go należy z wielką oględnością a nawet rezerwą. Odzyskane paliwo bowiem naogół wymaga innych warunków spalania, aniżeli paliwo świeże i zawsze znajdzie się w niem pewna część taka, która i przy powtórnem przejściu przez ruszty nie weźmie udziału w spalaniu. Słowem przy stosowaniu tego sposobu, może się wytworzyć pewien obieg zamknięty dla części paliwa, która wielokrotnie cyrkulować będzie z rusztów do popielnika, następnie na separator, znowu na ruszty i t. d., — oczywiście w ilości swej ustawicznie się powiększając. Z biegiem czasu ilość tego paliwa może tak wzrosnąć, że dotkliwie zmniejszy się miejsce przeznaczone na rusztach dla paliwa świeżego, powodując tem niekorzystną zmianę w pracy paleniska. Przekonać się o tem zjawisku można badając próbki odzyskanego paliwa, oraz notując ilość przerabianego popiołu na separatorze. Dla uniknięcia tego szkodliwego zjawiska, co pewien okres czasu wedle wskazań potrzeb eksploatacji—co tydzień, co dwa tygodnie, — pozostawia się popioły z okresu odpowiadającego jednemu obiegowi całemu bez przeróbki. Powstają wprawdzie z tego tytułu pewne straty, ale zato razem z popiołami zniknie oporna na spalanie część paliwa. Lepsze wyniki użytkowania odzyskanego paliwa osiągnąć można w tym wypadku, gdy np. w kotłowni o większej ilości jednostek, pewne ruszty specjalnie się przysposobi do spalania tego paliwa przez zastosowanie do nich dodatkowego ciągu sztucznego np. o dolnym poddmuchu, tak przytem uregulowanego, by w komorze spalania panował pewien nieznaczny nadmiar ciśnienia. Pozatem paliwo to znajduje dobry i celowy użytek przy spalaniu w piecach specjalnych, jak piece wapienne i cementowe, wreszcie w postaci brykietowanej, jako paliwo do użytku domowego.

Otrzymany żużel naogół posiada własności materjału budowlanego, nadając się szczególnie w połączeniu z cementem do wyrobu cegieł. W porównaniu z wyrabianemi z popiołów surowych, cegiełki te mają wyższość większej wytrzymałości i trwałości, ponieważ posiadają złożenie bardziej jednorodne i nie mają na swej powierzchni części palnych, które z łatwością ulegają procesowi wietrzenia. W dużych gospodarkach połączenie wyrobu cegiełek z rekuperacją paliwa daje znakomite wyniki gospodarcze. Harmonijne połączenie obu tych urządzeń daje nie tylko pewną ilość paliwa, oraz materjału budowlanego, ale nadto pozbawia przedsiębiorstwo kłopotów i kosztów związanych z wywożeniem surowych popiołów. Tu należy zaakcentować szczególnie, że tego rodzaju urządzenia powinny zwrócić uwagę czynników miarodajnych, dążących do udoskonalenia gospodarki kolejowej, która ma do dyspozycji znaczne ilości najbardziej wartościowych popiołów, bo zawierających około 60% składników palnych przy wysokiej wartości cieplnej tych składników, sięgającej 5600 ciepłostek.

Porównawcze badania nad produktami przerobu separatorów osadowego i magnetycznego wykazują przeważnie wyższość tego ostatniego. W jednym z wypadków badań laboratoryjnych na korzyść separatora magnetycznego przypadła różnica w wysokości około

10% w ilości paliwa i około 15% w wartości cieplnej; przy przejściu do praktyki przemysłowej okazuje się jeszcze wybitniejsza przewaga separatora magnetycznego, który jest wolny od trudności i strat związanych z utrzymaniem sprawności separacji na należytym poziomie przy stosowaniu płynów. Nadto zakres stosowalności tego separatora jest obszerniejszy w odniesieniu do różnorodnych gatunków popiołów surowych, a jeżeli chodzi o przerób drobnych gatunków, oraz o odzyskanie zawartego w popiele węgla, to separator magnetyczny posiada tu prerogatywy wyłączności. Na podstawie tego zgóry sądzić można, że przy spalaniu odpadkowych drobnych gatunków węgla kamiennego w grę wchodzić może tylko separator magnetyczny nie tylko dla tego, że otrzymuje się tutaj zazwyczaj popioły drobne, ale głównie też i z tego powodu, że w tym wypadku odzyskać można bardzo cenną część składników palnych — węgiel przewalający się przez ruszty. Jest to bardzo ważne dla większych elektrowni pracujących na miale węglowym. Należy też pamiętać o tem, że chociaż możliwość odzyskiwania paliwa sposobem magnetycznym zależna jest od zawartości pirytów w paliwie, — jednak doświadczenie uczy, że nawet bardzo małej ilości, wprost śladów obecności żelaza, wystarczy na to, by zuzel posiadał wystarczającą magnetyczność, — a reszta zależy od zastosowania mniej lub więcej silnych elektromagnesów.

Decydujące znaczenie przy wyborze separatora ma jednak przerób próbny, którego nigdy nie należy pomijać przy obliczeniach porównawczych rentowności urządzenia.

Na ziemiach Polski znamy kilka wypadków zastosowania separatora magnetycznego, mianowicie w kilku hutach oraz w elektrowni Chorzowskiej na Górnym Śląsku. Zwiedzający tę, w Polsce największą elektrownię (81000 kW mocy instalowanej) znajdą w podwórzu obok kotłowni prowizoryczne urządzenie separujące, które według świadectwa miejscowego inżyniera ruchu wywiązuje się ze swego zadania bardzo dobrze i ma być zastąpione przez instalację stałą. A warto uprzytomnić sobie, że elektrownia Chorzowska produkuje rocznie w czasach pracy normalnej w przemyśle około 360,000,000 kWh, spalajac przeciętnie dziennie około 120 dziesięciotonowych wagonów miału węglowego o średniej wartości cieplnej 5 300 ciepłostek.

Głębsza analiza wykazuje, że metody osadowa i magnetyczna nie wykluczają się wzajemnie i że w pewnych wypadkach znakomicie uzupełnić się mogą. Separator magnetyczny służy wówczas do przerobu odsianej części drobnego popiołu, a popiół grubszy idzie na przeróbkę do separatora osadowego. Sprawność tego kombinowanego sposobu rekuperacji paliwa jest wprost idealną, ale rentowność rzadko wypada korzystniej w porównaniu ze sposobami pojedyńczemi. W praktyce znane są wypadki współpracy osadowego separatora Kolumbus z separatorem elektromagnetycznym Kruppa, między innemi instalację taką posiadają miejskie zakłady gazowe w Berlinie.

Korzyści gospodarcze, jakie zyskuje zainteresowane przedsiębiorstwo dzięki rekuperacji paliwa ujawniają się, z natury rzeczy, w rachunkach rentowności, które należy badać indywidualnie dla każdego poszczególnego wypadku. Wskażę tutaj na przykład przytaczany przez inż. Nitzschego na łamach czasopisma Związku Niemieckich Inżynierów za rok 1921 (No. 50, str. 1286) a odnoszący się do instalacji magnetycznej, — która przy średnim przerobie dziennym popiołów surowych w ilości 36 ton zamortyzowała się całkowicie w ciągu 6 miesięcy.

O ekonomicznej wartości rekuperacji paliwa dla polskiej gospodarki energetycznej sądzić można z przybliżonych liczb następujących. Roczne zużycie własne Polski wynosi przeciętnie około 20 miljonów ton węgla kamiennego. Jeżeli przyjąć, że tylko połowę zużywanego paliwa spala się w większych instalacjach przemysłowych, gdzie wogóle rekuperacja może się opłacić, a więc jeżeli wziąć pod uwagę tylko 10 miljonów ton węgla spalonego, to przy założeniu, że odzyska się średnio od 3 do 4%,— rocznie zaoszczędzi się od 300 do 400 tysięcy ton paliwa, czyli 30 do 40 tysięcy dziesięciotonowych wagonów.

Wreszcie dla całkowitego wyczerpania omawianego przedmiotu wspomnieć też należy o najnowszych wynikach prac, prowadzonych w celu znalezienia sposobu bezpośredniego zużytkowania wartościowych popiołów, jako paliwa. Próby spalania popiołów tych w fabryce „Szamotu“ w Szczecinie dały wyniki zadawalające, oraz doprowadziły wynalazcę do pewnej racjonalnej konstrukcji pieca, przypominającego piece przeznaczone do spalania paliwa małowartościowego i śmieci.

---

K. BOREJKO, inż., Inżynier Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

# SPÓŁCZYNNIK MOCY SIECI ELEKTRYCZNEJ cos φ I SPOSOBY JEGO POPRAWY.

por. *Technika Cieplna*, 1925, str. 24—25.

Przykład powyższy pozwoli nam ustalić w jakich warunkach można doprowadzić do możliwej poprawy spółczynika mocy. Przy projektowaniu centrali uwzględnić w tym celu należy racjonalny plan elektryfikacji fabryki, dobierając silniki odpowiednio do indywidualnych warunków pracy wytwórni, unikając przytem zbyt małych sillników (stosując więc napęd grupowy) i większych a słabo obciążonych silników. Najsprawniejsze są jednak centrale na prąd zmienny z siecią typu mieszanego (zmienny i stały prąd). Dla sieci stałego prądu stosujemy przytem przetwornice posiadające cosφ = I. Dla stałego prądu wysokiego napięcia — przetwornice kaskadowe, dla stałego prądu niskiego napięcia przetwornice jednotwornikowe. Przetwornice te posiadają poważny wpływ na poprawę cos φ całej sieci. Przy budowie prądnic obsługujących wytwórnie należy ustalić normalną wielkość cosφ. Za wielkość normalną uważane jest cosφ = 0,8. O ile wielkość spółczynnika spada poniżej tego znaczenia należy stosować środki zapobiegawcze.

**Sposoby poprawienia spółczynnika mocy. Projektowanie centrali i sieci elektrycznej.**

O ile jednak znajdujemy się wobec instalacji czynnej a zaprojektowanej w nieodpowiedni sposób, albo o ile zmienne obciążenie powoduje, jak wyżej zaznaczyliśmy, niski spółczynnik mocy, należy uciec się do zarządzeń zaradczych. Rozpatrzymy zastosowanie w tym celu silników asynchronicznych i kompensatorów faz systemu Brown Boveri oraz wpływ oświetlenia elektrycznego na sieć fabryczną.

Zaczniemy od przykładu zastosowania silnika synchronicznego w wypadku gdy cos $\varphi$ spada poniżej 0,7 o ile chodzi o ustalenie spółczynnika mocy.

**Wpływ synchroniczych silników na polepszenie współczynnika mocy**

Przypuśćmy, że posiadamy centralę złożoną z trójfazowych zespołów turbinowych mocy 20000 kW przy 6000 V napięcia i przy cos $\varphi$ = 0,8.

Watowy, korzystny prąd centrali według wzoru mocy $W = E \cdot J \cdot \cos\varphi \sqrt{3}$ będzie:

$$J \cdot \cos\varphi = \frac{W}{\sqrt{3} \cdot E} \quad \text{czyli: } J \cdot \cos\varphi = \frac{20000 \times 1000}{1{,}73 \times 6000} = 1923 \text{ A}$$

Prąd pełny posiadać będzie natężenie:

$$J = \frac{1923}{0{,}8} = 2407 \text{ A}$$

Prąd bezwatowy: $J \cdot \sin\varphi = 2409 \times 0{,}6 = 1445$ A.

Obliczymy jaką część bezwatowego prądu wypadnie skompensować aby prądnice rozwijały jednakową moc przy cos $\varphi$ = 0,7.

Natężenie prądu bezwatowego będzie wówczas:

$$\frac{1923 \times \sin\varphi}{\cos\varphi} = \frac{1923 \times 0{,}715}{0{,}7} = 1968 \text{ A}$$

Wypadnie przeto skompensować 1968 — 1445 czyli 523 A. W tym celu należy zastosować taki silnik synchroniczny. który stanowi prądnicę trójfazową zbudowaną na $W = 1{,}73 \times 6000 \times 523$ czyli 5430 kW przy cos $\varphi$ = 1 albo na 5430 kVA.

Wydajność takiego silnika można przyjąć 0,95, wobec czego przy obciążeniu go kompensacyjnym prądem będzie on pochłaniał moc:

$5430 \times (1 - 0{,}95) = 272$ kW. Watowa czyli korzystna część tego prądu wyniesie:

$$\frac{272 \times 1000}{1{,}73 \times 6000} \text{ czyli około } 27 \text{ A.}$$

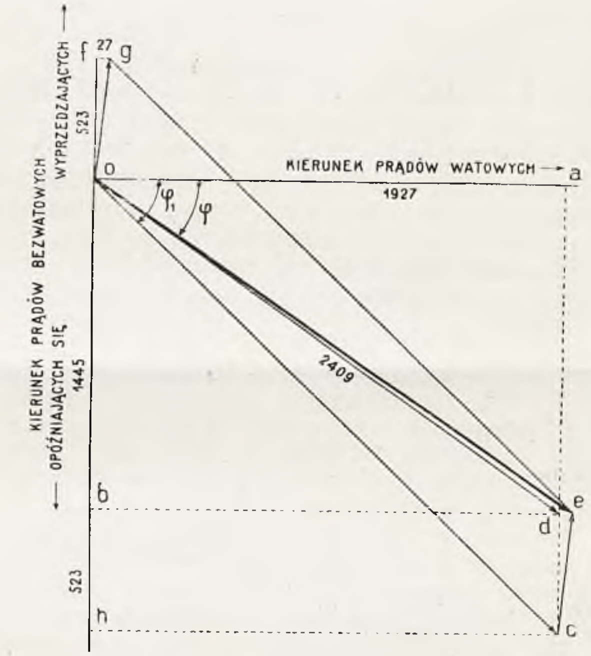
Obok (rys 4.) przestawiamy wykres wypadkowego prądu w danym przykładzie, widzimy tutaj wektor 0a, przedstawiający watowy (użyteczny) prąd przy cos $\varphi$ = = 0,8 wektor Ob, przedstawiający prąd bezwatowy przy tym samym spółczynniku mocy, wektor Od, przedstawiający prąd normalny pełny jako sumę geometryczną Oa i Ob. Wektor Oh przedstawia prąd bezwatowy przy cos $\varphi$ = 0,7. Wektor Oc prąd pełny w tych warunkach. W razie zastosowania silnika synchronicznego zużyje on bezwatowy prąd wyprzedzający Of i prąd watowy fg. Pełny prąd, zasilający silnik synchroniczny wyobraża przeto wektor Og. Wektor ten, składając się z wektorem Oc wyda wektor wypadkowy Oe nieco większy od wektora pełnego prądu Od, Silnik synchroniczny może być zużytkowany dla pracy pożytecznej o ile przy pełnym prądzie Og tego silnika prąd Of będzie wystarczającym do skompensowania bezwatowego prądu bh.

Kompensator faz systemu Brown i Boweri znajduje zazwyczaj zastosowanie w wolno chodzących silnikach asynchronicznych. Przedstawiony poprzednio sposób zmniejszenia kąta spóźnienia się natężenia prądu w stosunku do napięcia dotyczył sieci. Kompensator faz ma na widoku zmniejszenie kąta spóźnienia się w samym silniku asynchronicznym przez włączenie do wirnika tego silnika omawianego kompensatora. Pomijając konstrukcję tego przyrządu i szczegóły jego działania zaznaczyć należy, że zastosowanie kompensatora okazuje się celowem w tym wypadku, kiedy ujemny wpływ na cos $\varphi$ wywierają jedynie wolnochodzące większe silniki asynchroniczne.

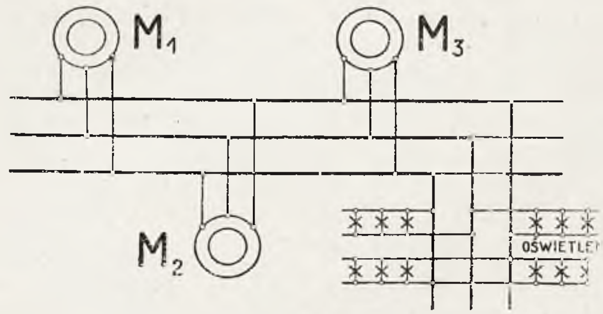
**Kompensator faz syst. Brown Boweri w specjalnych warunkach pracy.**

**Wpływ oświetlenia elektrycznego na spółczynnik mocy sieci.**

Na uwagę zasługuje wpływ elektrycznego oświetlenia na poprawienie spółczynnika mocy. Zjawisko powyższe wyjaśnimy na wykresie zakładając, że oświetlenie posiada wyłącznie prawie opór omowy, a opór indukcyjny sieci jest nieznaczny (t. j. cos $\varphi$ = 1.)




Rys. 4.

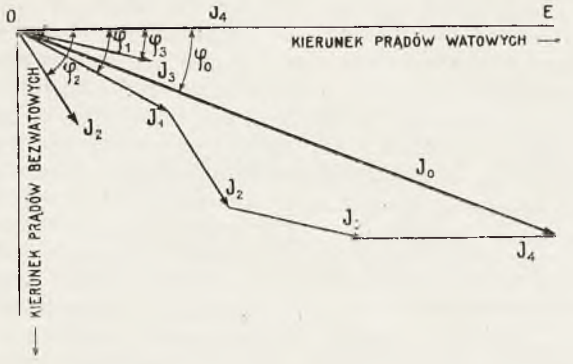



Rys. 5.

Przypuśćmy, że w sieć asynchronicznych silników (rys. 5) włączone zostało oświetlenie.

Powtarzając poprzednie wywody otrzymamy podobny do rys. 2 wykres (por. str. 24), który przedstawiony jest poniżej (rys. 6). Całą różnicę stanowi uzupełnienie wykresu wektorem oświetlenia. Odpowiednio do właści-

wości oświetlenia elektrycznego wektor jego prądu posiadać będzie kierunek napięcia E. Wektor ten oznaczymy symbolem $J_4$.




Rys. 6.

W takim razie suma geometryczna na wszystkich wektorów prądu, t. j. wektorów silników asychronicznych i oświetlenia $J_1$, $J$, $J_3$, $J_4$ wyrazi się wektorem $J_0$, zawierającym z wektorem fazowego napięcia kąt $\varphi$, stanowiący (jak już mówiliśmy) ostateczny wynik opóźniania się prądu wszystkich silników w stosunku do napięcia fazowego. Kąt ten będzie jednak mniejszy od kąta $\varphi_0$ z rys. 2. Jak wynika z wykresu wektorów (rys. 6) wielkość kąta $\varphi_0$ zależeć będzie od wielkości wektora oświetlenia $J_4$. Zachodzi tu stosunek odwrotny t. j. im większy będzie wektor oświetlenia, tem mniejszy będzie kąt $\varphi_0$.

Dla zobrazowania powyższego teoretycznego wywodu można przytoczyć, że np. na wielkich kopalniach węgla na pewne polepszenie cos $\varphi$ wpływa podziemne oświetlenie elektryczne, które w ciągu doby jest stałe. Pozatem w zimie, gdy dochodzi oświetlenie nadziemne, cos $\varphi$ doznaje dodatkowo pewnej poprawy. Ujemny natomiast wpływ na cos $\varphi$ wywierają na kopalniach duże pompy wodne ssące wodę z głębokości kilkuset metrów oraz kompresory.

---

KAROL NOWICKI, inżynier-technolog, Poznań.

# PARA WYSOKOPRĘŻNA, JEJ WŁASNOŚCI i ZASTOSOWANIA*).

Dawno już z teorji silników parowych wiadomo, że stosowanie do nich pary o wyższej prężności i znaczniejszem przegrzaniu pozwala na lepsze wyzyskanie ciepła aniżeli jest to możliwe przy używanych dotychchczas prężnościach nie przewyższających 12 — 15 at.

Jeszcze nie tak odległe są czasy, gdy prężność robocza kotła wynosząca 12 — 15 at przy 350°C i 600 m² pow. ogrzewalnej z paleniskiem mechanicznem i podgrzewaczem wody, wydawała nam się wielkim wysiłkiem techniki, a praca ich, niestety, wskutek wybuchu wojny w okresie bardzo krótkim, była uważana za wkraczanie na nowe tory.

Tak nam się zdawało. Nie była to jednak jeszcze nowa droga w pojęciu najwyższego wyzyskania ciepła, lecz dopiero przygotowanie do niej, bardzo jeszcze nieumiejętne, bo w przedsiębiorstwie zużywającem wielkie ilości pary grzejnej średnioprężnej, według ówczesnego pojęcia (5 at), przewyższającej zużycie pary na wytwarzanie siły napędowej, ustawiano dużą turbinę kondensacyjną, wówczas, gdy przy tej samej prężności wlotowej można było otrzymać przy turbinie przeciwprężnej 16/5 at na każde 100000 cpł zużytej pary grzejnej 8,75 KWh. Fabryka ta zużywała do celów grzejnych na godzinę 40 do 50 miljonów ciepłostek, z jednej z 3-ch posiadanych kotłowni — mogła więc wytwarzając parę 16 at w tej samej ilości wagowej, nietylko pokryć całe zapotrzebowanie pary grzejnej, lecz otrzymać jeszcze około 4000 KWh. Że powstała stąd oszczędność byłaby bardzo poważną nie ulega żadnej wątpliwości.

Trudności w budowie kotłów i maszyn prężności znacznie wyższych aniżeli 15 at musiały być najprzód przezwyciężone, a zbudowane kotły i maszyny trzeba było poddać badaniom laboratoryjnym, któreby potwierdziły ich przydatność.

Pierwsze dodatnie wyniki na tem polu otrzymał niedawno wybitny konstruktor Schmidt, który zbudował 55 at maszynę parową o potrójnem rozprężeniu pary i wtórnem przegrzewaniu jej w przelotni.

Kiedy doświadczenia z maszyną Schmidta wykazały, że praktyczne osiągnięcie zmniejszenia zużycia ciepła na jednostkę pracy jest na tej drodze rzeczywiście możliwe, myśl ta stała się nietylko powszechną wśród konstruktorów, ale szereg techników i ludzi mniej lub więcej związanych z gospodarką cieplną w przemyśle zaczał spodziewać się od tego nowego kierunku wielkich korzyści materjalnych.

Zastosowanie pary o bardzo nawet wysokiej prężności jest już dziś faktem dokonanym i trzeba się z tem liczyć. Idzie tylko o to, aby znaleźć najpraktyczniejszy i najtańszy sposób zużytkowania jej, gdyż samo wytworzenie pary o prężności 100 lub więcej atmosfer, aczkolwiek połączone jest z pewnemi trudnościami, nie jest jeszcze rozwiązaniem zadania. Trudności polegają na racjonalnem jej wyzyskaniu, pewności ruchu i trwałości instalacji.

Do jakiego stopnia należy być jeszcze ostrożnym niech stwierdzą dwa fakty. Na zjeździe „Związku właścicieli wielkich kotłów“ w jesieni 1924 r. w Kilonji pomimo szeregu referatów o parze wysokoprężnej i całego uznania dla wykonanych już prac zdecydowano zająć pozycję wyczekującą.

W Belgji, po za nabyciem dla celów doświadczalnych do jednej z elektrowni kotła o prężności 56 atm, postanowiono czekać na wyniki i tymczasem nie przekraczać posiadanych już prężności 22 — 25 at.

Zbudowanie przez Towarzystwo „Atmos“ w Szwecji kotła parowego o prężności 100 at, ustawionego w cukrowni w Goteborgu, gdzie pracuje on jednak tylko przy 55 at, rozniosło po świecie sławę prężności wysokich.

Swoista konstrukcja „Atmosa“ dowiodła, że istnieją drogi w budowie kotłów płomiennych, późniejszych komorowych i nowszych stromych, w których da się uniknąć nadmiernych grubości blach, lecz za cenę bardzo małej pojemności wodnej, to znaczy, że otrzymany kocioł będzie nadzwyczaj czułym na nieznaczne nawet wahania w zużyciu pary.

*) Zamieszczając niniejszy artykuł, zaznaczamy, że w niektórych punktach nie podzielamy poglądów i wniosków Szan. Autora *(Przyp. Red)*.

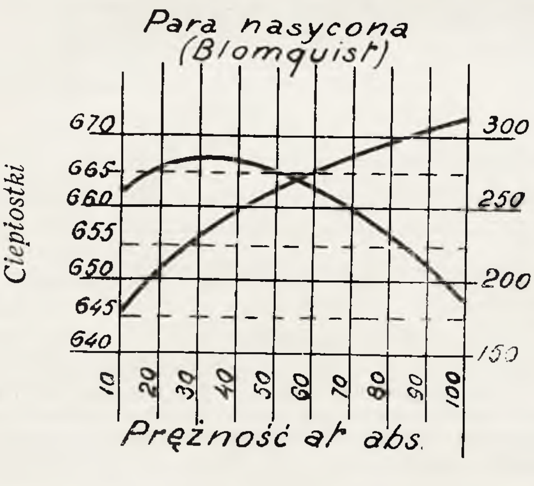
Już kocioł zasilający doświadczalną 55 at maszynę Schmidta musiał być zbudowany dla prężności o 10% wyższej, t. j. na 60 at. Ta 10% różnica prężności zdaje się być minimalną.

Ponieważ stosowanie wysokich prężności wyszło już z dziedziny pomysłów, słusznem więc będzie uprzytomnienie sobie osiągalnych korzyści, jakie może dać wyższa prężność i wyższe przegrzanie pary, w jakich wypadkach przejście do wysokich prężności okazuje się korzystne jak dotychczas rozwiązano sprawę kotłów wysokoprężnych i na jakie trudności napotyka się przy ich użyciu.

Badania teoretyczne nad pojemnością cieplną*) pary wysokoprężnej dały różne wyniki. Liczby Stodoli i Schülego, których różnica dochodzi do 4%, zgodne są z wynikami otrzymanemi z jednej strony przez Knoblaucha, z drugiej strony przez Blomquist'a. Wszyscy badacze potwierdzili zgodnie, że pojemność cieplna pary tak nasyconej, jakoteż i przegrzanej z początku wzrasta, a następnie stale się zmniejsza. Badania Blomquist'a, do których używał on kotła „Atmos" w Goteborgu, pracującego wówczas przy ciśnieniu do 110 at, znajdowały się w bardzo dogodnych warunkach, gdyż ilość pary zużywanej do badania, a przechodzącej przez otwór średnicy 2 mm była znikoma w porównaniu z wytwórczością kotła, co przedstawiało gwarancję suchości pary nasyconej.

Dokładność wyników otrzymanych przez Blomquist'a dla pary nasyconej można przyjąć jako wystarczającą.

| At abs | $t°C$ | cpł/kg | At abs | $t°C$ | cpł/kg |
|---|---|---|---|---|---|
| 10 | 179 | 662,5 | 60 | 274 | 663,2 |
| 20 | 211 | 666,2 | 70 | 285 | 660,0 |
| 30 | 233 | 666,8 | 80 | 295 | 656,9 |
| 40 | 249 | 666,4 | 90 | 304 | 652,8 |
| 50 | 263 | 665,3 | 100 | 310 | 647,6 |




Rys. 1.
Pojemność cieplna nasyconej pary wysokoprężnej.

Przy dalszym wzroście prężności (rys. 1) pojemność cieplna pary nasyconej stale się zmniejsza i przy prężności krytycznej 224,4 at, równając się pojemności cieplnej płynu, t. j. wody, wynosi tylko 499 cpł/kg, a temperatura pary nasyconej wzrasta do 374°C.

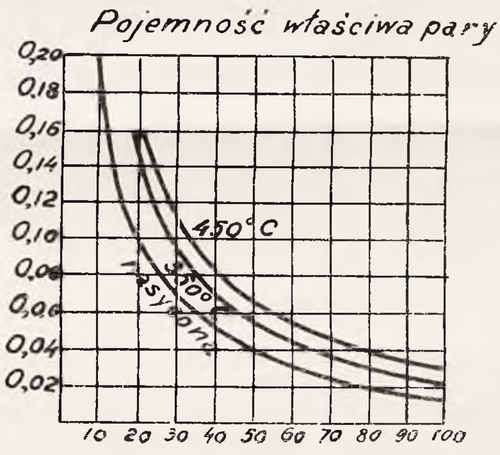
Gdybyśmy przyjęli temperaturę pary przegrzanej na 450°C, to wysokość przegrzania, wynosząca przy 10 at abs 271°C, spada przy 100 at do 140°C, a przy 224 at do 76°C, a więc choć cieplik właściwy pary przegrzanej $C_p$ stopniowo wzrasta i równa się 1 przy ciśnieniu krytycznem, to jednak pojemność cieplna przegrzania do 450°C stale się zmniejsza, wynosząc 128 cpł/kg przy 20 at, 114 cpł/kg przy 30 at, 104 cpł/kg przy 50 at, 85 cpł/kg przy 100 i 76 cpł/kg przy 224 at.

Dzięki tym własnościom pary wysokoprężnej, której pojemność cieplna przy przegrzaniu do 450°C wynosi przy 100 at 733 cpł/kg zamiast 820 cpł/kg przy 10 at, czyli jest mniejsza o 10%, zużycie ciepła potrzebnego na wytworzenie 1 kg pary zmniejsza się ze wzrostem prężności.

Mylnym byłby stąd wniosek, że powierzchnie ogrzewalne potrzebne do wytworzenia pary wysokoprężnej dadzą się zmniejszyć bez zmiany warunków obiegu wody w kotle. Raczej przeciwnie, gdyż ze wzrostem prężności zmniejsza się różnica temperatur pomiędzy paleniskiem i cieczą w kotle.

Jedno jest w każdym razie niezaprzeczone — powierzchnia ogrzewalna kotła w miarę wzrostu prężności będzie się stale zmniejszała zbliżając się do zera, przy prężności krytycznej, powierzchnia podgrzewacza natomiast będzie wzrastala w tem samem tempie. Powierzchnia przegrzewacza ulegnie bardzo nieznacznemu zmniejszeniu.

Badania Blomquist'a doprowadziły go do potwierdzenia wyników Lavala, że ze wzrostem prężności można podwyższyć temperaturę przegrzania pary, doprowadzając ją bez szkody dla przegrzewacza do 475° a nawet 500°C przy ciśnieniu 100 — 110 at.




Rys 2.
Ciężar właściwy pary wysokoprężnej.

Należy tu zwrócić uwagę na jedną jeszcze własność pary wysokoprężnej, mianowicie na wzrost jej ciężaru właściwego (rys. 2), który wynosząc 4,4 kg/m³ przy 10 at wzrasta do 21,3 kg/m³ przy 50, do 52,7 kg/m³ przy 100 at i dosięga 333 kg/m³ przy prężności krytycznej. Ta własność pary wysokoprężnej jest bardzo cenna, gdyż dzięki jej ze wzrostem prężności zmniejszają się średnice przewodów i silników. Inaczej musielibyśmy przy wysokich prężnościach dojść do potwornych grubości ścianek rur parowych i zaworów.

Wspomniana poprzednio mniejsza pojemność cieplna pary wysokoprężnej, aczkolwiek stanowi dodatnią cechę, nie byłaby jeszcze w stanie sama przez się zmusić szeregu badaczy i konstruktorów do poświęcenia tej sprawie wysiłków. Przyczyna ta leży gdzieindziej.

Wiadomo, że 1 *KM*/godz. odpowiada 75.60.60 = = 270000 kgm. a 1 *kWh* : 270000 : 0,736 = = 336984 kgm. Jeżeli równoważnik cieplny wynosi 1 cpł. = 427 kgm, to teoretycznie 1 *KM*/godz. = 632 cpł, 1 *kWh* = 860 cpł.

*) Właściwej nad „cieplikiem całkowitym" *(Przyp. Red.)*.

Idealny silnik parowy otrzymując parę o prężności 20 at abs przy 450°C, t. j. o pojemności cieplnej 801 cpł/kg po doprowadzeniu rozprężenia do 0,02 at abs, możliwego do osiągnięcia przy najlepszych konstrukcjach turbin, których skraplacze rozporządzają bardzo dużą ilością zimnej wody, odda do skraplacza z każdego kg otrzymanej pary 505 cpł, czyli zużyje na pracę 801 — 505 = 296 cpł/kg. Ta ilość ciepła, zwana użytecznym spadkiem cieplnym, daje nam możność określić ilość pary w kg, jaka powinna być zużyta przez silnik idealny na wytworzenie:

$$1\,KM/g : \frac{632}{296} = 2{,}13 \text{ kg, i } 1\,KWh : \frac{860}{296} = 2{,}90 \text{ kg.}$$

Przy wzroście prężności pary wlotowej do 100 at i przy 450°C prof. Josse, opierając się na badaniach Knoblaucha oblicza spadek użyteczny na 333 cpł/kg (według Blomquist'a będzie pewna różnica), co odpowiada zużyciu pary przez silnik idealny:

$$\text{na } 1\,KM/g : \frac{632}{333} = 1{,}90 \text{ kg, na } 1\,KWh : \frac{860}{333} = 2{,}58 \text{ kg.}$$

Osiągnięta oszczędność w zużyciu pary maszyny idealnej, kondensacyjnej przy zwiększeniu prężności wlotowej od 20 do 100 at wyniosłaby więc 11%.

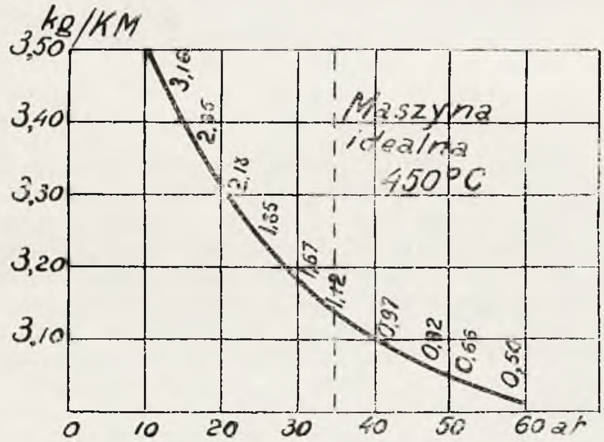
Jeżeli zamiast silnika ze skraplaczem weźmiemy silnik idealny o przeciwprężności 6 at abs, to użyteczny spadek cieplny wyniesie przy 20 at abs i 450°C 83 cpł/kg, a przy 100 at abs 152 cpł/kg, czyli przez zwiększenie prężności pary wlotowej zużycie jej na 1 $KWh$, zmniejszy się z $\frac{860}{83} = 10{,}37$ kg do $\frac{860}{152} = 5{,}62$ kg t. zn. oszczędność wyniosłaby 45,8%.

Przy przeciwprężności 3 at abs użyteczny spadek wyniesie 122 cpł/kg przy 20 at i 180 cpł/kg przy 100 at co odpowiada zużyciu pary w tym idealnym silniku

$$\frac{860}{122} = 7{,}05 \text{ kg}/KWh \text{ przy } 20 \text{ at i } 450^0\text{C}$$

$$\frac{860}{180} = 4{,}78 \text{ kg}/KWh \;\; „ \;\; 100 \;\; „ \;\; 450^0\text{C}$$

czyli że oszczędność wyniosłaby 32,2%.




Rys. 3.

Krzywa wskazuje zużycie pary przez idealny silnik tłokowy. Liczby podane nad krzywą oznaczają oszczędność na zużycie pary wskutek podniesienia prężności o 5 at. Zwiększenie prężności od 35 do 40 at może dać oszczędność niewiele przekraczającą 1%.

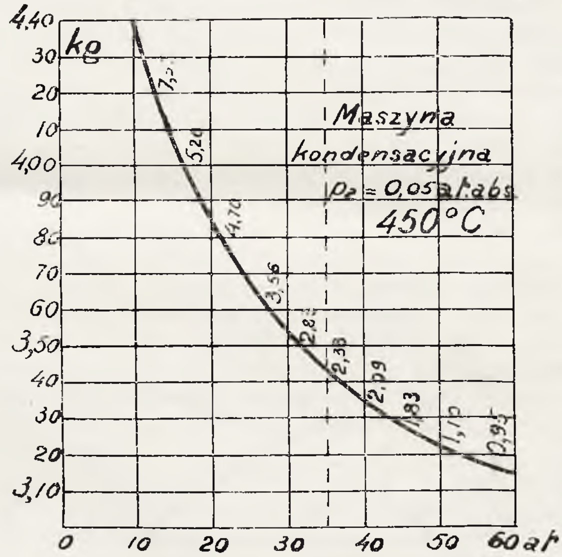
Te porównania idealnych maszyn 20 i 100 at wskazują, że zwiększenie prężności wlotowej daje bezwarunkowe korzyści stosunkowo niewielkie przy silnikach ze skraplaczem, że oszczędność jest znacznie większą przy silnikach przeciwprężnych i, że ona wzrasta z wzrostem przeciwprężności.

Aby jednak powyższe wywody nie wprowadziły w błąd zbyt optymistycznemi cyframi, należy je poddać analizie, t. j. znaleźć te prężności, przy których oszczędność w zużyciu pary jest największą. W tym celu posługuję się obliczeniami Eberlego.

Z wykresu przedstawionego na rys. 3. wynika, że wzrost prężności wpływa bardzo nierównomiernie na oszczędność w zużyciu pary i że oszczędność maszyny stale i dość szybko się zmniejsza, że teoretyczny przyrost oszczędności możliwy do otrzymania przez zwiększenie prężności od 10 do 15 atm. jest znaczny, wynosi bowiem 3,16%. a przy podniesieniu od 40 do 45 już tylko 0,97%. Słusznie więc Eberle i inni uważają, że *zwiększanie prężności powyżej 30—35 at dla maszyn bez wtórnego przegrzania pary nie ma widoków powodzenia.*

Przez wprowadzenie przegrzania wtórnego jednostopniowego przy maszynie z podwójnem rozprężeniem i dwustopniowego przy rozprężenię trzykrotnem zużycie pary wysokoprężnej na jednostkę pracy da się jeszcze zmniejszyć, lecz zużycie ciepła wzrośnie.

Wobec wzrostu temperatury uchodzących spalin w kotle wysokoprężnym, przegrzanie wtórne poprawia bilans cieplny kotła.




Rys. 4.

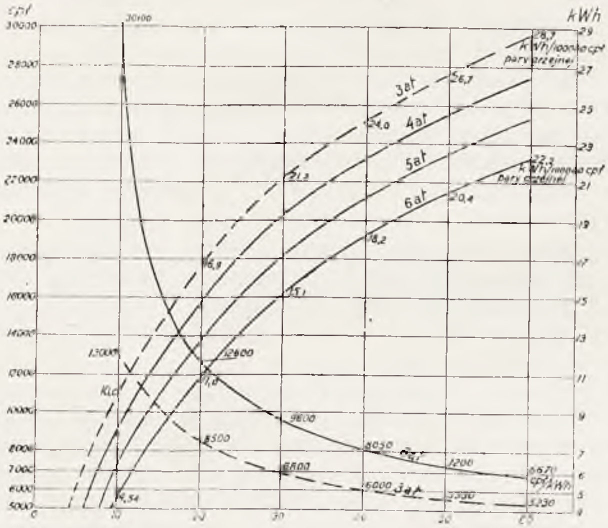
Krzywa wskazuje zużycie pary przez silnik rzeczywisty z kondensacją i z dwustopniowem wtórnem przegrzaniem pary. Znaczenie liczb nad krzywą jak na rys. 3. Pomimo bardzo skomplikowanej instalacji wywołanej wtórnem przegrzaniem oszczędność z powiększenia prężności od 35 do 40 at, nie przekracza 2,5%.

Lecz i tu z wykresu zużycia pary dla maszyny kondensacyjnej przy 0,05 at abs próżni (72,2 cm) z potrójnem rozprężeniem i dwustopniowem przegrzewaniem wtórnem widzimy (rys. 4) jeszcze szybkie zmniejszanie się przyrostu oszczędności w zużyciu pary, przy wzroście prężności wlotowej.

W każdym jednak razie, jeżeli porównamy wykres zużycia pary tej maszyny z takim samym wykresem dla maszyny idealnej, lecz bez przegrzania wtórnego, to korzyść ze zwiększenia prężności wlotowej jest niezaprzeczoną.

Lecz całość instalacji komplikuje się, a koszt jej znacznie wzrasta. W obecnem stadjum maszyna taka nadaje się jeszcze więcej do celów laboratoryjnych,

niż do przemysłowych, gdzie niezawodność ruchu musi zawsze iść przed zdobyciem pewnych oszczędności.




Rys. 5.

Dwie krzywe spadające od lewej ku prawej stronie wskazują zużycie pary przy różnych prężnościach wlotowych dla przeciwprężności 3 i 6 at abs. Cztery wznoszące się krzywe wskazują możliwe do uzyskania ilości pracy przy różnych prężnościach wlotowych dla przeciwprężności 3, 4, 5 lub 6 at abs.

W podobny sposób zanalizujemy wpływ prężności pary wlotowej w maszynie przeciwprężnej, przytem przeprowadzimy dwa równoległe rodzaje obliczeń przy różnych prężnościach wlotowych, a wyniki ujmiemy w postaci wykresów:

a) zużycia ciepła na wytworzenie 1 KWh,

b) ilość pracy w Kwh otrzymywanych z każdych 100000 cpł. pary grzejnej.

Wykresy te (rys. 5) doprowadzają nas do następujących wniosków:

1) Zużycie ciepła na jednostkę siły przy tej samej przeciwprężności zmniejsza się ze wzrostem prężności wlotowej,

2) oszczędność w zużyciu ciepła na jednostkę siły zmniejsza się przy zwiększaniu prężności wlotowej.

3) ilość pracy wykonanej przez silnik na każde 100000 cpł pary grzejnej wzrasta szybko z podniesieniem prężności wlotowej i tem prędzej, im mniejsze jest przeciwciśnienie.

Stąd wynika, że prężność wlotowa powinna być wybrana w ten sposób, aby została zachowana równowaga pomiędzy otrzymywaną ilością pary grzejnej a ilością wytwarzanej pracy. W przedsiębiorstwach, zużywających bardzo duże ilości pary grzejnej i w których zapotrzebowanie siły jest niewielkie, stosowanie wysokich prężności wlotowych nietylko że niema żadnej podstawy, ale jest gospodarczo nieracjonalne, gdyż zmusza do znaczniejszych wydatków inwestycyjnych zupełnie zbędnych.

Rozpatrzymy charakterystyczny przykład z pośród tego rodzaju zakładów przemysłowych, jaki przedstawia z siebie cukrownia. Fabryka taka pracuje około trzech miesięcy rocznie, nie może więc liczyć na zbyt tanio wyprodukowanego nadmiaru siły, chyba, że cukrownia byłaby sama źródłem energji dla elektrowni okręgowej, ale wówczas musiałaby ona stać się cukrownią przy elektrowni, t j. że elektrownia byłaby zbudowaną w ten sposób, że mogłaby dostarczyć parę grzejną do cukrowni.

Jako potrzebę prężności wlotowej w turbinie cukrowniczej 24—25 at wysuwa się to, że przy wysokiem przegrzaniu, a niewielkiej prężności wlotowej para wylotowa będzie jeszcze znacznie przegrzaną, co przy niedostatecznej szybkości soków w wyparnicach mogłoby wywołać karmelizację. Nie mogę uważać tego motywu stosowania wysokiej prężności za słuszny. Ponieważ wysokie przegrzanie pary wlotowej zwiększa współczynnik cieplny turbiny, nie byłoby racji stosowania pary o niskiej temperaturze, przeciwnie używając parę o prężności nie wyższej nad 15 atm. powinniśmy ją przegrzać możliwie wysoko, aby jednocześnie podnieść wydajność turbiny i kotła. Nadmiar ciepła w parze wlotowej, powstały wskutek jej nieznacznego jeszcze przegrzania, powinien być zużyty przedewszystkiem na pokrycie strat, powstających wskutek ochładzania się przewodów parowych, na osuszenie pary niskoprężnej, w wypadkach bardzo wysokiego przegrzania lub przy przegrzewaniu wtórnem na podgrzanie wody zasilającej kotły, której temperaturę możnaby doprowadzić prawie do temperatury cieczy w kotle.

Zwróćmy się do przykładów i cyfr:

Opierając się na danych dyr. Smoczyńskiego i inż. Woźnickiego (Gazeta Cukrownicza) w cukrowni zelektryfikowanej na 100 $q$ = 200 ctn m pojedyńczych przerobu dobowego potrzeba 6,85 $KM_{rz}/g$ = 5,05 KWh i 144070 cpł/godz. pary grzejnej w postaci pary wylotowej z turbiny i pary świeżej z kotłów niskoprężnych.

Posiadając świeże dane gwarancyjne dla turbin przeciwprężnych*) o mocy 760 $KM_{rz}$ = 558 kW, obliczam rozporządzalną ilość pary wylotowej i zapotrzebowanie pary niskoprężnej dla cukrowni o dobowym przerobie 11000 q **).

Takich cukrowni mamy kilka w Poznańskiem i na Pomorzu.

Zużycie siły będzie 110.5,05 = 556 KWh.

Zużycie pary grzejnej 110.144070=15847700 cpł/g.

*I przykład:* — para wlotowa 25 at 350° C, przeciwciśnienie 2,5 at rz. (138° C dla pary nasyconej).

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| obciążenie | 4/4 | 3/4 | 1/2 | |
| $KM_{rz}$ | 760 | 570 | 380 | |
| $kW_{rz}$ | 558 | 418 | 279 | |
| gwarantowane zużycie pary | 10,74 | 11,74 | 12,68 | kg/KWh |
| pojemność cieplna pary wylotowej przy 2,5 atm. | 6874 | 7440 | 8220 | cpł/kWh |
| ilość wytworzonej pracy | 14,35 | 13,44 | 12,18 | kW/100000 cpł/g pary grzejnej. |

Para wylotowa otrzymana z turbiny będzie poniżej stanu nasycenia tj. będzie już zawierała wodę w ilości 2½%, na wyparowanie której na każdy kg pary wylotowej trzeba by zużyć 17 cpł.

Maximum pary wylotowej przy pełnem obciążeniu turbiny wyniesie 556.6874 = 3821940 cpł/godz, a ponieważ na cały przerób potrzeba jej 15847700 cpł/g, to znaczy, że turbina dostarczy pary grzejnej 24,1% a reszta w ilości 75,9% musi być dostarczona przez kotły niskoprężne.

*II przykład:* — para wlotowa 15 at, 350°C, przeciwciśnienie 2,5 at rz.

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| obciążenie | 4/4 | 3/4 | 1/2 | |
| $KM_{rz}$ | 760 | 570 | 380 | |
| $kW_{rz}$ | 558 | 418 | 279 | |
| gwarantowane zużycie pary | 12,75 | 13,55 | 15,00 | kg/KWh |
| pojemność cieplna pary wylotowej przy 2,5 at | 8498 | 8780 | 9720 | cpł/KWh |

*) Typ pierwszej berneńskiej fabryki maszyn

**) Ostrzegamy przed opieraniem się bez zastrzeżeń na normach gwarancyjnych, które jak wiadomo nie dają nigdy w pełni urzeczywistnić w warunkach praktyki przemysłowej. *(Przyp. Red.).*

ilość wytworzonej pracy: 12,10 11,40 10,28 *kW*/100000 cpł/g pary grzejnej.

W tym wypadku para wylotowa przy nadprężności 2,5 at będzie miała temperaturę 154°C czyli będzie przegrzana o 16°C posiadając nadmiar ciepła w ilości 13,5 cpł/kg. Ten nadmiar ciepła ponad suchy nasycony stan pary, w jakim ona powinna dostać się do wyparki jest tak niewielkim, że nawet nie wystarczy na wysuszenie pary grzejnej, otrzymywanej z kotłów niskoprężnych, o ileby jej wilgoć nie przekraczała 1% (7 cpł/kg).

Ponieważ jednak wilgotność pary niskoprężnej jest szczególniej przy forsowaniu kotłów, zwykle większa i zwiększa się wskutek ochładzania w przewodach, to aby otrzymać przy wejściu do wyparnic suchą mieszaninę pary świeżej i wylotowej, tak nieznaczne przegrzanie pary wylotowej okaże się niewystarczające, a więc obawy karmelizacji soku w wyparnicy wskutek tak nieznacznego przegrzania pary wylotowej są zupełnie bezpodstawne.

Przy pełnem obciążeniu turbina dostarczy pary grzejnej w ilości 556.8498 = 4 724 890 cpł/godz t. j. 29,8% zapotrzebowania.

Dla uniknięcia wszelkich niejasności obliczam zużycie ciepła przez turbinę na wytworzenie 1 *KWh*.

W pierwszym z powyższych przykładów przykładów pojemność cieplna*) pary wlotowej przy prężności 25 at i 350° C wynosi 746 cpł/kg, pojemność cieplna pary wylotowej przy 2,5 at, lecz wilgotnej, wynosi 640 cpł/kg. Gwarantowane zużycie ciepła przez turbogenerator wyniesie 10,74 (746—640)=1138,4 cpł/*KWh*.

W drugim przykładzie pojemność cieplna pary wlotowej przy prężności 15 at i 350° C wynosi 750 cpł/kg, a pojemność przegrzanej jeszcze pary wylotowej o prężności 2,5 at wyniesie 663,5 cpł/kg. Gwarantowane zużycie ciepła wyniesie 12,75 (750 — 663,5) = 1102,9 cpł/*KWh*.

Okazuje się więc że dla tego typu turbiny przy prężności wlotowej 15 at zużycie ciepła na wytworzenie 1 *KWh* jest nawet mniejsze aniżeli przy prężności 25 at Różnica ta, czyli oszczędność powstała od zastosowania niższej prężności wynosi 35,5 cpł/*KWh* albo 3,22% energji cieplnej, zużytej przez turbogenerator.

Jeżeli przeliczymy tę oszczędność na węgiel przy 65% wydajności kotłów to wyniesie ona na dobę 1200 kg węgla o wartości opałowej 6000 cpł/kg.

Inną jest zupełnie kwestja czy temperatura pary grzejnej, wynosząca przy jej stanie suchym nasyconym 138° C, co odpowiada 2,5 at rz. prężności jest odpowiednią dla wyparki. Rozstrzygnięcie tego pytania nie wchodzi w ramy niniejszego.

Liczby powyższe dowodzą, że w cukrowni niema potrzeby stawiać turbin o prężności pary wlotowej przekraczającej 15 at gdyż powierzchnia ogrzewalna kotłów niskoprężnych będzie zawsze jeszcze bardzo dużą. Gdybyśmy przyjęli, że 50% t. j. 7937350 cpł/godz pary grzejnej ma pochodzić z pary wylotowej, to w naszym przykładzie na 100000 cpł/godz pary grzejnej powinno by przypaść 556: 79,37 = 7 *KWh*. Z wykresu widzimy, że prężność wlotowa takiej turbiny przy 350° C wynosiłaby tylko 7,5 at lecz przegrzanie 95° C, czyli że przegrzanie pary wlotowej byłoby zbyt wysokie.

Zastosowanie w cukrowniach pary wlotowej do do turbin o prężności nie wyższej nad 15 at da trochę większą powierzchnię ogrzewalną kotłów niż przy prężności wlotowej 25 at lecz ponieważ mogą to być kotły opłomkowe, a w każdym razie kotły bez ręcznych palenisk, z natężeniem powierzchni ogrzewalnej o 50% wyższem niż przy kotłach płomienicowych, to nietylko zmniejszy się znacznie ogólna powierzchnia ogrzewalna kotłów ale również zmniejszy się ilość kotłów niskoprężnych z paleniskami obsługiwanemi ręcznie.

Ponieważ w wielu naszych cukrowniach znaczna ilość kotłów niskoprężnych będzie musiała być zamienioną na nowe, należy w każdym oddzielnym wypadku przeprowadzić bardzo dokładne obliczenia uwzględniając dwa zasadnicze pytania; bezpieczeństwo ruchu i rentowności.

Nie dająca się niczem objaśnić niezbędność pary 25 at dla turbin w cukrowniach powoduje znaczne podniesienie się wydatków inwestycyjnych, gdyż np. kocioł 25 at jest o 23% droższym od kotła 15 at.

Nasuwa mi się przykład, mający znaczenie w obecnej chwili w Poznaniu. Powstają tu wielkie gmachy uniwersyteckie, których ogrzanie będzie wymagało znacznej ilości opału. Byłaby tu na miejscu kombinacja silni wysokoprężnej i ogrzewczej oddającej prąd do sieci elektrowni miejskiej a gorącą o odpowiedniem ciśnieniu i temperaturze wodę do ogrzania gmachów uniwersyteckich. Turbina silni pracowałaby jako turbina kondensacyjna a woda do centralnego ogrzewania byłaby ogrzewaną na zasadzie 2 lub 3 stopniowego pobierania pary z turbiny.

Podane dwa przykłady: cukrownia i ogrzewanie wielkich budynków, połączone z silnią, różnią się zasadniczo w korzyściach wypływających ze stosowania pary wysokoprężnej.

Idealny przykład zastosowania pary wysokoprężnej byłby w hucie posiadającej liczne młoty parowe czynne przy nadprężności pary 8 at i przy ciśnieniu pary wylotowej 0,3 at. W tym wypadku weźmiemy kocioł 65 at zasilający turbinę parą 60 at przy 450°C przegrzania. Przy przeciwprężności 8 at użyteczny spadek cieplny w turbinie przeciwprężniowej wyniesie 117 cpł/kg a para wylotowa będzie miała temperaturę 197°C (14°C przegrzania). Tą parą będą pracowały młoty, dając parę wylotową przy 0,3 at ciśnienia i 2% wody. Woda, która zostanie doskonale oddzielona spowoduje stratę 13 cpł/kg. Następnie przegrzejemy parę do 300°C zużywając na to 116 cpł/kg. Dla pary o nadprężności 0,3 at i 300°C zastosujemy turbinę kondensacyjną z próżnią 0,02 at. Użyteczny spadek cieplny idealnej turbiny próżniowej wyniesie 172 cpł/kg.

Przy takim układzie oprócz pracy w kuźni ta sama para da możność wytworzenia pracy dodatkowej w ilości: 0,8 (117—116+172) : 632 = 0,219 *KMi* na każdy kg pary zużytej przez młoty.

Zasadniczo zwiększenie prężności wlotowej daje możność zaoszczędzenia zużycia pary szczególniej tam, gdzie potrzebną jest praca grzejna.

Każdy wypadek należy jednak traktować indywidualnie i bardzo ostrożnie, tembardziej, że brak nam zupełnie danych dotyczących kosztów utrzymania i stopnia zużycia silni parowych wysokoprężnych. Nasz przemysł, który przechodzi ciężki kryzys, powinien wprowadzać oszczędności tam, gdzie są zupełnie pewne lecz nie może pozwalać sobie na eksperymenty, względem których bogaty przemysł zachodnio-europejski zachowuje się z rezerwą.

Szczególniej ostrożność taką należy zachować w przedsiębiorstwach pracujących sezonowo, jak cukrownie, gdyż tam koszta amortyzacyjne są stosunkowo duże.

* Knoblauch Raisch, Hausen: Tabellen und Diagramme für Wasserdampf.

# PYTANIA I ODPOWIEDZI.

*Pytanie*:

Mam w mojej wytwórni jeden kocioł wodnorurkowy komorowy z pochyłemi rurkami o pow. ogrzewalnej 250 mtr kw z paleniskiem o ruszcie ręcznym. Chciałbym to palenisko przerobić na palenisko na pył węglowy z suszarnią i młynem. Zapytuję, czy takie paleniska już są zainstalowane w Polsce przy kotłach i jakie dają rezultaty? *K. M.*

*Odpowiedź*:

Paleniska na pył węglowy już są w ruchu przy kotłach w Polsce, jednak tam gdzie jest jeden kocioł, ustawiać takiego paleniska na razie nie radzimy, a to z następujących przyczyn:

I. W komorze do spalania pyłu węglowego wytwarza się bardzo wysoka temperatura do 1800°C., która wymaga specjalnych materjałów ogniotrwałych i dużej uwagi ze strony konstruktora (chłodzenie ścian komory). Wskutek szybkiego przepalania się ścian komory paleniskowej ruch kotła jest niepewny. Należy mieć w każdej chwili w pogotowiu do rozpalenia kocioł zapasowy.

II. W dolnym rzędzie rurek nad paleniskiem zachodzi bardzo silne odparowanie. Wytwarzana w nich para nie może się zbyt szybko wydostać do zbiornika, wskutek czego następować może przepalanie się dolnego rzędu rurek i ich pękanie. Częste odstawianie kotła do wymiany uszkodzonych rurek jest niezbędne.

Paleniska na pył węglowy dają pod względem wyzyskania paliwa bardzo dobre rezultaty. W gazach spalinowych osiąga się 15% do 16% $CO_2$, a w żużlu i w popiele niema śladów węgla. W szczególności mogą się one rentować w tych wypadkach, w których dotychczas używano kosztowne paliwo (gruby węgiel, kostka i t. p.), które można zastąpić taniem paliwem np. miałem, odpadkami paliwa z parowozów i t. p. *P. G.*

---

*Pytanie*:

Proszę o wypowiedzenie swej opinji o palenisku „Wulkan", które ma umożliwiać spalanie miału węglowego. *S. P.*

*Odpowiedź*:

Palenisko „Wulkan" należy do rzędu palenisk z wdmuchem podrusztowym. Wdmuch otrzymuje się przy pomocy dyszy parowej.

Ujemną stroną palenisk wdmuchowych, zaopatrzonych w dysze, jest duże zużycie pary, wynoszące nie mniej niż 10% ogólnej ilości pary wytwarzanej przez kocioł.

Palenisko „Wulkan" tak jak każde inne palenisko wdmuchowe rzeczywiście umożliwia spalanie miału węglowego. Przy zbyt wielkiem ciśnieniu pod rusztem przedostaje się jednak do paleniska nadmierna ilość powietrza, o ile ruszt nie jest dostatecznie pokryty, albo też prąd gazów unosi z paleniska do przelotów znaczną ilość drobnych cząstek paliwa.

W kotłach stałych, posiadających ostatni przelot nad przestrzenią parową palenisko wdmuchowe jest niedopuszczalne, gdyż drobne cząsteczki węgla osiadają w przelotach w których następnie powoli się tlą. Podczas przerwy w pracy kotła cząsteczki tląc się nad przestrzenią parową, powodują przegrzanie się wydęcia i pękania blach, czego mieliśmy już niejednokrotnie dowody.

Zastosowanie palenisk wdmuchowych do lokomobil rolniczych szczególniej z paleniskami typu parowozowego należy stanowczo odradzać, a to z tego powodu, że przy wdmuchu temperatura w palenisku jest znacznie wyższa, niż przy ciągu naturalnym i opaleniu orzechem, kostką lub pospółką. Ponieważ powierzchnia wodna skrzyni paleniskowej w lokomobili rolniczej jest zazwyczaj pokryta dużą ilością kamienia kotłowego i miału, następuje nieuniknione przegrzanie blach, grożące ich wydęciem. *K. N.*

---

*Pytanie*:

Chcę stałą lokomobilę rolniczą zaopatrzyć w palenisko do spalania miału węglowego. Jakie paleniska nadają się do tego celu? *R. P.*

*Odpowiedź.*

W lokomobili posiadającej bardzo słaby ciąg można spalać miał tylko przy zastosowaniu wdmuchu podrusztowego.

Z dwuch istniejących sposobów wdmuchu podrusztowego wdmuch przy pomocy wentylatora parowego, zaopatrzonego w dysze jest kosztownym w ruchu, gdyż zużycie pary przez dysze jest bardzo znaczne i tylko w rzadkich wypadkach wynosi mniej aniżeli 10% pary, wytwarzanej przez kocioł. Zastosowanie wdmuchu podrusztowego przy pomocy wentylatora mechanicznego jest tańsze, gdyż zużycie siły przez wentylator przeliczone na wytwarzaną przez kocioł parę wynosi 3—4%, ma jednak tą ujemną stronę, że wentylator działa tylko wówczas, gdy jest czynną maszyna, t. zn., że maszyna musi być często w ruchu wyłącznie tylko dla prowadzenia paleniska. Inne szczegóły dotyczące opalania miałem węglowym znajdują się w odpowiedzi zamieszczonej powyżej. *K. N.*

---

*Pytanie.*

Prosimy o wydanie opinji co do środków przeciw osiadaniu kamienia kotłowego pod nazwą „*Saxol*" i „*Sand Banum*".

*Sp. Akc. „N" w D.*

*Odpowiedź.*

Szczegółową ocenę preparatu „*Saxol*" podaliśmy na str. 24 w roczniku „Techniki Cieplnej" z 1924 r. Preparatu pod nazwą „Sand Banum" nie znamy. Musimy jednak zasadniczo zastrzedz się przeciw stosowaniu wszelakich „uniwersalnych" preparatów do kotłów parowych, gdyż preparaty te, zawsze kosztowne, nieraz bardzo szkodliwie działają na materjał blach kotła a najczęściej stają się zupełnie bezużyteczne ze względu na takie lub inne właściwości wody zasilającej.

Jedynym niezawodnym środkiem, prowadzącym do zwalczania kamienia i osadu kotłowego jest systematyczne czyszczenie wody w drodze mechanicznej (filtry), chemicznej (zmiękczanie) lub fizycznej (np. przez ogrzewanie jej aż do stracenia związków wapnia) po zbadaniu wody zapomocą dokładnej analizy chemicznej i ustaleniu zawartych w niej domieszek.

O ile WPanowie nie zdecydują się na takie jedynie racjonalne rozwiązanie sprawy i nie zrezygnują z prób z „Sand Banum", zalecalibyśmy przynajmniej dokonanie analizy chemicznej owego preparatu dla zabezpieczenia się przed następstwami jego stosowania i dla ustalenia czy nie zawiera on składników oddziałujących szkodliwie na żelazo. *J. K.*

# Kursy dla Palaczów Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

## 1. We Włocławku.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie zorganizowało wykłady dla palaczów we Włocławku, które trwały *od 9 do 21 grudnia* 1924 r. w izbie zbornej fabryki „Celluloza“, udzielonej na ten cel przez zarząd tej fabryki.—

Dla obznajmienia słuchaczów z racjonalną obsługą kotłów zwiedzono urządzenia kotłowni w fabryce „Celluloza“, instruowano również palaczów podczas pracy w poszczególnych zakładach przemysłowych.—

Na wykłady uczęszczało 33 słuchaczów, z których do egzaminu zgłosiło się 32. Jeden ze słuchaczy nie stawił się z powodu choroby; po przeegzaminowaniu zakwalifikowano do powtórnego egzaminu trzech słuchaczów; pozostali złożyli egzaminy.

## 2. Kursy w Warszawie.

Na wykłady urządzone przez Stowarzyszenie Dozoru Kotów w Warszawie *w listopadzie 1924 r.* zgłosiła się nadmierna ilość słuchaczów i z tego powodu wynikła potrzeba urządzenia powtórnych wykładów, które *trwały od 12 do 25 stycznia r. b.* Na wykłady uczęszczało 70 palaczów. Dla obznajmienia słuchaczów z nowoczesnemi urządzeniami i racjonalną obsługą kotłów zwiedzono kotłownię elektrowni miejskiej.

Do egzaminów, które odbyły się na Stacji Filtrów dn. 25 stycznia r. b. zgłosiło się 69 palaczów (w tem dwóch słuchaczów z kursów poprzednich) z których 8 zakwalifikowano do powtórnego egzaminu; pozostali złożyli egzaminy.

## 3. Kursy w Białymstoku.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie zorganizowało *w lutym r. b.* wykłady dla palaczów w Białymstoku; wykłady te odbywały się w Państwowej Szkole Rzemieślniczej w Białymstoku od 3-go do 18-go lutego r. b. Na wykłady uczęszczało 56 palaczy. Dla obznajmienia palaczy z obsługą kotłów i nowoczesnemi urządzeniami zwiedzono dn. 8-go lutego r. b. kotłownię elektrowni miejskiej w Białymstoku.

Do egzaminów, które odbywały się w kotłowni fabr. E. Beckera i S-ki w dniu 18 lutego r. b. stawili się wszyscy słuchacze, z których czterech zakwalifikowano do powtórnego egzaminu. Pozostali złożyli egzaminy.

## 4. Kursy w Lublinie.

Kursy odbyły się w czasie od *2 do 15 marca 1925 r.*; z udziałem 79 słuchaczy. Szczegóły o egzaminach będą podane w następnym zeszycie.

## 5. Kursy w Łodzi.

Kursy rozpoczęły się *dn. 23 marca 1925 r.*, uczestników jest przeszło 60.

Druk. „A. Michalski", sp. z o. o. Warszawa, Chmielna 27. Telefon 27-15.